RV 减速器角接触球轴承载荷仿真分析

文 |1. 洛阳轴承研究所有限公司 2. 河南科技大学 铁晓艳 [1] 张振潮 [1] 屈驰飞 [2] 张致远 [1]

RV 减速器传动是新兴起的一种传动，它是在传统针摆行星传动的基础上发展出来的，不仅克服了一般针摆传动的缺点，而且因为具有体积小、重量轻、传动比范围大、寿命长、精度保持稳定、效率高和传动平稳等一系列优点，日益受到国内外的广泛关注。RV 减速器以其体积小、抗冲击力强、扭矩大、定位精度高、振动小和减速比大等诸多优点被广泛应用于工业机器人、机床、医疗检测设备和卫星接收系统等领域。目前，世界上许多国家高精度机器人传动多采用 RV 减速器，因此，RV 减速器越来越受到学术研究以及科技发展的青睐。

一、 RV 减速器介绍

1、RV 减速器的结构

RV 减速器 C 系列是由一级渐开线行星齿轮和二级摆线针轮两种传动机构串联组成的，是一个二级曲柄封闭式差动轮系，其中，处于高速端的齿轮轴、行星轮属于一级渐开线行星齿轮传动部分；低速端的曲柄轴、摆线轮、针轮、针齿壳和行星架等属于二级针摆传动部分。结构图如图 1 所示。

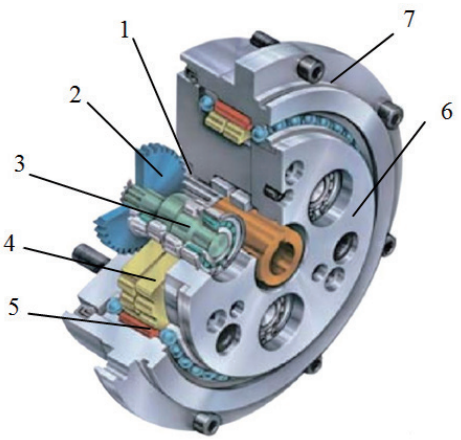


图 1 RV 减速器结构图

1- 齿轮轴 2- 行星轮 3- 曲柄轴 4- 摆线轮

5- 针轮 6- 行星架 7- 针齿壳

齿轮轴：齿轮轴由输入轴与中心论两部分组成，齿轮轴作为功率输入端与行星齿轮啮合传动。

行星轮：通过键与曲柄轴结合，行星轮围绕着齿轮轴均匀地分布，主要用于降低转速和分流输入功率，它将输入功率分成两部分各自传递到摆线针轮传动机构，并与齿轮轴构

成了 RV 减速器的一级减速部分。

曲柄轴：作为与摆线轮接触的旋转轴，它的一端通过键与一级渐开线行星轮连接，运动状态与行星轮完全相同；另一端通过轴承与行星架连接，曲柄轴自转带动摆线轮公转，曲柄轴公转带动摆线轮自转。

摆线轮：两个相同的摆线轮分别通过转臂轴承与曲柄轴凸轮连接，且两摆线轮对称安装并与针轮啮合，可达到平衡径向力的目的。

针齿轮：通常是固定不动，包括针齿与针齿壳，针齿安装在针轮沟槽内并与摆线轮啮合，针齿沟槽均匀分布在针齿壳上。

2、RV 减速器工作原理

RV 减速器 C 系列的传动简图如图 2 所示。RV 减速器是由渐开线行星齿轮传动和摆线针轮传动两部分串联构成的，但在传动过程中，这种串联并非简单地传动累加。

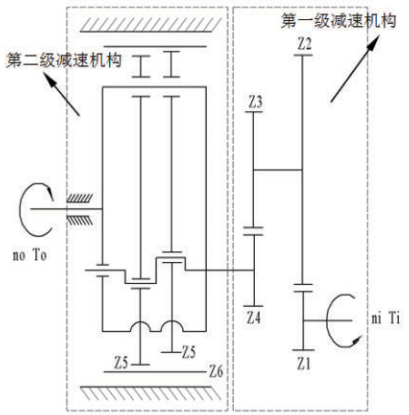


图 2 RV 减速器传动简图

假定输入端顺时针旋转，电机带动齿轮轴顺时针方向旋转，渐开线行星轮与齿轮轴啮合转动，行星轮在逆时针自转的同时并绕着齿轮轴中心作顺时针公转，完成了第一级减速。

作为第二级减速部分的输入，曲柄轴与行星轮固联在一起，二者具有相同的运动状态，通过转臂轴承带动两片摆线轮作偏心运动，并与针齿轮相啮合，两片摆线轮的运动状态相反。针齿壳固定时，由于摆线轮上齿廓曲线的特性以及针齿壳上针齿的限制，摆线轮在绕针齿轮中心逆时针公转的同时，还会作顺时针自转运动；曲柄轴通过支承轴承以 1:1 的速比将摆线轮的自转运动传递给行星架并带动行星架作顺时针转动，从而实现二级减速。

二、角接触球轴承载荷计算

RV 减速器中的角接触球轴承实为薄壁轴承，是 RV 减速器的主轴承，支承了整体单机的弯矩、扭矩。不仅能够承受径向载荷，还能承受轴向载荷，故对角接触球轴承的载荷计算与分析必不可少。

1、角接触球轴承承载能力计算

如图 3 所示为角接触球轴承受力简图。假定瞬时最大容许弯矩作用在角接触球轴承的中心位置。

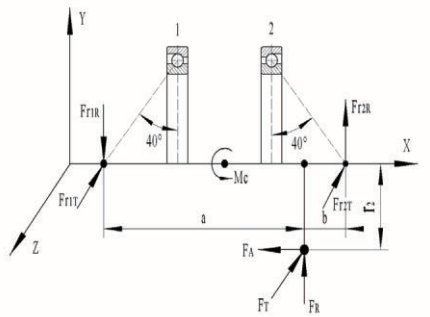


图 3 角接触球轴承受力简图

已知轴承型号 76182B、α=40°、Z=51 轴承基本几何尺寸及输入参数，如表 1 所列。

表 1 已知参数及输入参数

序号	类型	数值
1	轴承 1 到输入作用点距离 a	165.23mm
2	轴承 2 到输入作用点距离 b	40.83mm
3	输入齿轮半径 r_1	14.875mm
4	太阳轮半径 r_2	98mm
5	瞬时最大输入扭矩 T_{maxi}	20.24Nm
6	瞬时最大容许弯矩 M_c	4 900Nm
7	最大容许推力 F_a	13.72KN
8	齿轮压力角 α	20°

$$\text{故 } F_T = \frac{T_{maxi}}{r_1} = 1360.54\,\text{N} \quad (1)$$

$$F_R = F_T \tan\alpha = 495.2\,\text{N} \quad (2)$$

（1）计算轴承所受径向力

在 XOY 平面内角接触球轴承受力简图如图 4 所示。根据力和力矩平衡方程可列如下方程：

投稿邮箱 cadcam@idnovo.com.cn IMCHINA@idnovo.com.cn

$$F_{r1R}\frac{a+b}{2}+F_{r2R}\frac{(a+b)}{2}+F_A\cdot r_2=M_c+F_R\frac{a-b}{2} \quad (3)$$

$$F_{r1R}+F_R=F_{r2R} \quad (4)$$

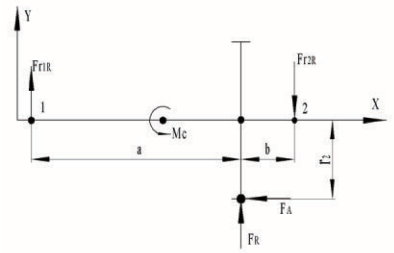


图 4 *XOY* 平面内角接触球轴承受力简图

如图 5 所示为在 *XOZ* 平面内角接触球轴承受力简图。根据力和力矩平衡方程可列如下方程：

$$F_{r1T}(a+b)=F_T\cdot b \quad (5)$$

$$F_{r1T}+F_{r2T}=F_T \quad (6)$$

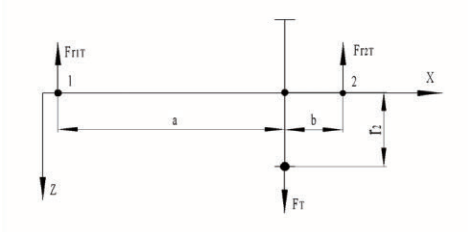


图 5 *XOZ* 平面内角接触球轴承受力简图

综上可知角接触球轴承承受径向载荷为：

$$F_{r1}=\sqrt{F_{r1R}^2+F_{r1T}^2} \quad (7)$$

$$F_{r2}=\sqrt{F_{r2R}^2+F_{r2T}^2} \quad (8)$$

计算公式（1-8）得：F_{r1}=17.35KN，F_{r2}=17.88KN。

（2）计算轴承所受轴向力

如图6所示为角接触球轴承承受轴向力时的受力简图。

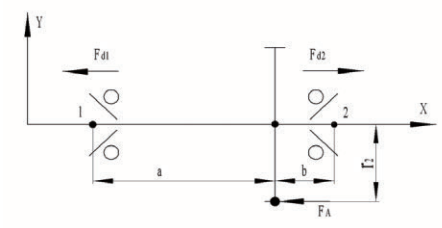


图 6 角接触球轴承承受轴向力时的受力简图

对于角接触球轴承 76182B，α=40°，则 F_d=1.14F_r，故轴承 1、2 的派生轴向力为：

$$F_{d1}=1.14F_{r1}=19.78\text{KN} \quad (9)$$

$$F_{d2}=1.14F_{r2}=20.38\text{KN} \quad (10)$$

判断：F_A+F_{d1}=33.5>F_{d2}=20.38，所以轴承 1 放松，轴承 2 压紧。则轴承 1、2 所受轴向力为：F_{a1}=19.78KN，F_{a2}=33.5KN。

2、角接触球轴承内部载荷分布计算

根据角接触球轴承所承受的径向力和轴向力的计算结果，通过判别 $\frac{F_r\tan\alpha}{F_a}$ 得到轴承 1、2 的最大法向接触载荷分别为：

$$Q_{\max 1}=\frac{F_{r1}}{J_{r1}(\varepsilon)Z\cos\alpha}=1\,766.92\,\text{N} \quad (11)$$

$$Q_{\max 2}=\frac{F_{r2}}{J_{r2}(\varepsilon)Z\cos\alpha}=1\,980.53\,\text{N} \quad (12)$$

载荷分布系数 ε_1=0.715 5，ε_2=1.228 8，则各滚动体处 $\varphi=\varphi_i$ 的法向接触载荷为：

$$Q_\varphi=Q_{\max}\left[1-\frac{1}{2\varepsilon}(1-\cos\varphi)\right]^{1.5} \quad (13)$$

如表 2 所示为轴承 1、2 各滚动体处的法向接触载荷。

表 2 轴承 1、2 各滚动体处的法向接触载荷

φ_i /°	处接触载荷 /N	
	轴承 1	轴承 2
0	1 766.92	1 980.53
7.058 8	1 752.900 592	1 971.374 893
14.117 6	1 711.276 963	1 944.132 591
21.176 4	1 643.338 742	1 899.464 966
28.235 2	1 551.188 689	1 838.451 423
35.294	1 437.674 588	1 762.554 182
42.352 8	1 306.297 567	1 673.571 354
49.411 6	1 161.100 444	1 573.579 434
56.470 4	1 006.540 729	1 464.867 182
63.529 2	847.354 041 2	1 349.863 206
70.588	688.415 124 5	1 231.059 756
77.646 8	534.606 060 9	1 110.935 418
84.705 6	390.706 160 8	991.879 488 3
91.764 4	261.330 316 8	876.120 761 6

φ_i /°	处接触载荷 /N	
	轴承 1	轴承 2
98.823 2	150.980 0441	765.663 472 3
105.882	64.421 126 37	662.232 947 7
112.940 8	8.638 180 163	567.233 424 1
119.999 6	0	481.720 300 1
127.058 4	0	406.388 963 7
134.1172	0	341.582 208 9
141.176	0	287.318 110 4
148.234 8	0	243.339 886 7
155.293 6	0	209.188 340 2
162.352 4	0	184.295 218 6
169.411 2	0	168.091 455 5
176.47	0	160.117 602 5

可知，轴承 1 的载荷角为 115.53° ，轴承 2 是全部球承受载荷。

根据赫兹接触理论可知，最大法向接触载荷处的最大接触椭圆长半轴半径为：

$$a = 0.0236a^{*}\left(\frac{Q}{\Sigma\rho}\right)^{1/3} \qquad (14)$$

最大法向接触载荷处的最大接触椭圆短半轴半径为：

$$b = 0.0236b^{*}\left(\frac{Q}{\Sigma\rho}\right)^{1/3} \qquad (15)$$

最大法向接触载荷处的最大接触相对趋近量为：

$$\delta = 2.79\times10^{-4}\delta^{*}Q^{\frac{2}{3}}\Sigma\rho^{\frac{1}{3}} \qquad (16)$$

最大法向接触载荷处的最大接触应力为：

$$\sigma_{max} = \frac{3Q}{2\pi ab} \qquad (17)$$

经赫兹接触理论计算可得相关系数及计算结果如表 3 所列。此处计算结果为外圈与滚动体间的接触应力和接触变形。

表 3 轴承 1、2 的相关系数及接触应力、接触变形

名称	轴承 1	轴承 2
接触椭圆长半轴系数 a^{*}	3.181 1	
接触椭圆短半轴系数 b^{*}	0.454 3	
接触变形系数 δ^{*}	0.67	
接触椭圆长半轴 a/mm	1.563 5	1.624 1
接触椭圆短半轴 b/mm	0.223 3	0.231 9
最大接触应力 σ_{max}/MPa	2 416.52	2 510.22
最大接触变形 δ_{max}/mm	0.015 9	0.017 1

三、角接触球轴承载荷仿真分析

根据角接触球轴承的基本几何参数，在 UG 环境下建立轴承 1 的三维模型（轴承 1、2 属于一种型号轴承，只是受载不同），由于该轴承属于薄壁大型号尺寸，考虑进行有限元接触分析时，分析接触对过多，对分析计算机能力与时间都有较高要求；并且对轴承有限元分析时没必要对全部滚动体进行仿真，因为最终影响轴承性能的是受载最大的那个滚动体，故只对受载最大滚动体进行有限元分析。截取轴承中一个球的接触对作为分析对象，如图 7 所示。

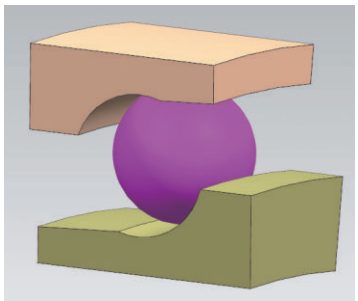


图 7 轴承 1 的三维模型

分析轴承 1 在 RV 减速器中的工作原理和受载情况，轴承 1 外圈固定，内圈旋转并受力。在 UG 高级仿真环境下对其添加固定约束和圆柱形约束，添加面接触高级非线性接触，选取正确的接触法向罚因子和切向罚因子，施加轴向载荷和径向载荷，如图 8 所示。

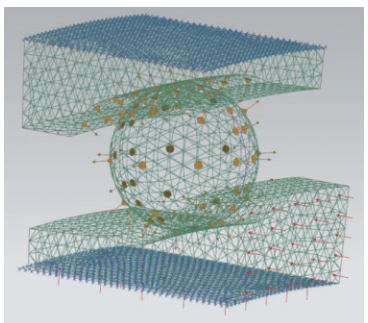
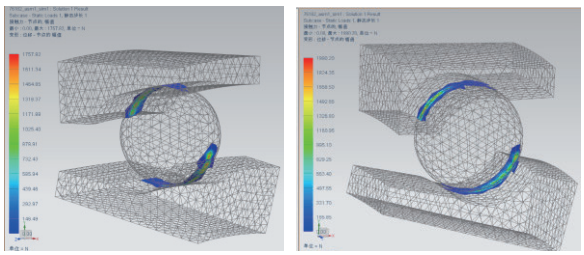


图 8 轴承 1 前处理模型

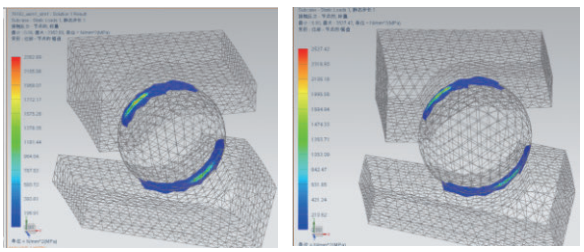
投稿邮箱 cadcam@idnovo.com.cn IMCHINA@idnovo.com.cn

对该模型进行求解分析得到如图 9 所示的接触力分析结果和如图 10 所示的接触应力分析结果。



a) b)

图 9 轴承 1、2 接触力分析结果
a）轴承 1 接触力 b）轴承 2 接触力



a) b)

图 10 轴承 1、2 的接触应力分析结果
a）轴承 1 接触应力 b）轴承 2 接触应力

综合 UG 三维软件高级仿真的分析结果，并将理论计算的结果与之进行比较，如表 4 所列。可以看出，经过仿真分析的结果与理论计算的结果误差非常小，这主要归结于解析算法采取了轴承内部载荷的近似算法，有限元分析的接触设置（如摩擦系数、接触设置条件、惩罚法向系数和惩罚切向系数）参数以及接触收敛算法也是基于很多假设条件，摒弃了一些不可控因素。考虑 RV 减速器系统的加工精度和刚性，针对角接触球轴承的特性及工况条件采取近似算法可以正确反映其工作状态，并能够验证角接触球轴承在 RV 减速器中的载荷分布情况。

表 4 理论计算与 UG 仿真计算结果对比

		接触力 /N	接触应力 /MPa
轴承 1	理论	1 766.92	2 416.52
	仿真	1 757.82	2 362.89
	误差	0.5%	2.2%
轴承 2	理论	1 980.53	2 510.22
	仿真	1 990.2	2 527.42
	误差	0.5%	0.7%

四、结论

本文通过阐述 RV 减速器的工作原理和传动特性，对 RV 减速器角接触球轴承的承载能力进行载荷计算分析。通过赫兹接触理论，计算瞬时最大扭矩条件下角接触球轴承的内部载荷分布与接触应力、接触变形。并根据角接触球轴承在 RV 减速器中的运动原理，结合 UG 角接触球轴承静力学载荷仿真分析，全面掌握了角接触球轴承在 RV 减速器中的载荷分布和工作性能。

从而，验证了设计该型号轴承的基本几何尺寸满足球轴承接触应力小于 4 200MPa，而经验告诉我们小于 1 500MPa 接触应力的球轴承，可以认为是恒久寿命。而该轴承的接触应力远远小于 4 200MPa，确认了几何参数设计的合理性。为 RV 减速器系统中角接触球轴承的运转特性提供良好的理论基础与仿真支撑，对选用轴承与分析轴承具有借鉴参考作用。

这样，不仅确认了有限元分析软件针对最大滚动体受载情况的设置参数，而且可以得到最优的仿真分析结果，对同样条件下和工况要求下的角接触球轴承而言，无需验证各参数的影响结果，可以方便快捷的将仿真结果展示给客户，满足客户对轴承载荷快速计算与验证的要求。

值得注意的是，大尺寸薄壁轴承在外载荷作用下的变形主要依据机体系统的刚性，针对 RV 减速器该系统而言，其刚性好、加工精度高，并且轴承在安装中进行了预紧，可以一定程度上保证其刚性支承的可靠性。此处的数值计算与仿真分析均是基于刚性系统下的计算。